

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. **** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The compression ratio control means which carries out adjustable control of the engine compression ratio, and the ignition timing control means which controls ignition timing, In the jump-spark-ignition type internal combustion engine having a means to detect an engine rotational frequency and a load, a means to detect an engine's standby, and the exhaust air purification catalyst prepared in the exhaust air system While controlling the above-mentioned engine compression ratio corresponding to the engine rotational frequency and load which were detected, and standby, at the time of an engine cold machine The control unit of the internal combustion engine characterized by carrying out the lag of the ignition timing sharply from a MBT point, and setting up a compression ratio highly as compared with the time of warming up of the same rotational frequency and a load.

[Claim 2] The above-mentioned compression ratio control means is the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 characterized by being constituted so that the reciprocating motion of the piston to rotation of a crankshaft may serve as a stroke property near simple-harmonic-motion movement.

[Claim 3] the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 characterized by controlling at the time of an engine cold machine so that the lift and actuation angle of an inlet valve serve as smallness while having further controllable lift and actuation angle adjustable device and controlling continuously the lift and actuation angle of an inlet valve corresponding to an engine rotational frequency and a load.

[Claim 4] the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to **** -- further -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 which is made to do the lag of the central angle and is characterized by controlling so that an inhalation-of-air valve-opening stage is late for an inhalation top dead center.

[Claim 5] The above-mentioned compression ratio control means is the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 4 characterized by being constituted including the 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 1st

link connected with the piston through the piston pin, the 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, and the 2nd link of the above rockable.

[Claim 6] The control unit of the internal combustion engine according to claim 5 characterized by performing adjustable control of a compression ratio by changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above according to an engine service condition.

[Claim 7] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 6 characterized by carrying out the lag of the ignition advance to the top dead center near the compression top dead center or later at the time of an engine cold machine.

[Claim 8] the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- controllable lift and actuation angle adjustable device -- further -- having -- the above-mentioned lift and actuation angle -- corresponding -- the conditions that this lift and actuation angle are small -- the above-mentioned lift -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 4 characterized by making it increase the lag of a central angle.

[Claim 9] The control unit of the internal combustion engine according to claim 8 characterized by setting up the closed stage of the above-mentioned inlet valve within the limits of predetermined from an inhalation bottom dead point at the time of an engine cold machine.

[Claim 10] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 9 characterized by controlling an engine rotational frequency more highly than the warming-up back at the time of the idling in an engine cold machine condition.

[Claim 11] The control unit of the internal combustion engine according to claim 3 or 4 characterized by setting up the closed stage of the above-mentioned inlet valve near the inhalation bottom dead point at the time of the idling after warming up.

[Claim 12] The lag degree of ignition timing is the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 11 characterized by making it reduce gradually according to increase of an engine load.

[Claim 13] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 12 characterized by having the sensor which detects the temperature of engine cooling water as a means to detect engine standby.

[Claim 14] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 12 characterized by having a means to detect the temperature of the above-mentioned exhaust air purification catalyst, as a means to detect engine standby.

[Claim 15] The eccentric cam by which the rotation drive of the above-mentioned lift and actuation angle adjustable device is carried out with a driving shaft, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is

rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable. The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, The control unit of the internal combustion engine according to claim 3 or 8 characterized by being constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve may carry out increase and decrease of change at coincidence by changing the rotation location of the eccentric-cam section of preparation ***** and the above-mentioned control axis. [Claim 16] The above-mentioned phase adjustable device is the control unit of the internal combustion engine according to claim 4 or 8 characterized by being constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] the lift and actuation angle of a compression ratio control means or an inlet valve, and lift by which this invention carries out adjustable control of the engine compression ratio -- it is related with the improvement technique in the exhaust air purification engine performance in the jump-spark-ignition type gasoline engine having an exhaust air purification catalyst in more detail about the control unit of the internal combustion engine having the adjustable control means of a central angle.

[0002]

[Description of the Prior Art] these people -- previously -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- continuous -- expansion and contraction -- the controllable good fluctuation valve system is proposed (for example, reference, such as JP,11-107725,A and JP,11-324625,A), and the good fluctuation valve system which obtained the degree of freedom with a large lift property is further proposed combining the device made [the phase of the central angle of a lift] to ****.

[0003] Moreover, as a reciprocating type internal combustion engine's adjustable compression ratio device, the thing using the piston-crank chain of a double link type is proposed in recent years as indicated by JP,2000-73804,A.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Although the exhaust air purification catalyst which consists of an oxidation reduction catalyst, an oxidation catalyst, or a reduction catalyst is prepared in an internal combustion engine's exhaust air system as everyone knows, even if it carries out with the catalyst technology from which today evolved, the present condition is that the effectiveness of a catalyst over the gas by which whenever [catalyst temperature] is discharged by the engine immediately after low engine cold

machine starting is sharply restricted compared with the warming-up back. This problem is recognized by this contractor for many years, while efforts to lower the activation temperature of a catalyst are made continuously, the secondary air is introduced into the upstream of a catalyst and the device which brings the stage of activation forward chemically is performed.

[0005] However, or a base reaches early the temperature which a conversion operation of a catalyst starts too low, it is, and whenever [by lag control (when a combustion initiation stage is overdue, an exhaust-gas temperature rises) of the ignition timing under warming up aiming at this / catalyst temperature], the rise is widely performed, although there is a bad influence in the fuel consumption engine performance etc. However, when the lag of ignition timing is made large, there is a problem from which combustion becomes unstable, in being excessive, it results in a flame failure, and there is fear of HC of non-** being emitted in large quantities. Therefore, for a large lag, amelioration of combustion becomes indispensable. Although the approach of preparing a swirl control valve in a suction port, and strengthening a gas flow in a cylinder as a means to make the combustion improvement under such conditions until now is typical, this is not necessarily enough.

[0006] the compression ratio control means to which this invention carries out adjustable control of the engine compression ratio, the adjustable control means of the lift and actuation angle of an inlet valve, and a lift -- it sets to the internal combustion engine having the advanced adjustable controlling mechanism of the adjustable control means of a central angle, the combustion-control technique at the time of a cold machine is improved further, and it aims at raising the exhaust air purification engine performance sharply.

[0007]

[Means for Solving the Problem] The description of this invention by adjustable control of an internal combustion engine's compression ratio (the nominal compression ratio ϵ epsilon, i.e., a geometric compression ratio) further By combining adjustable control of the open stage (IVO) of an inlet valve, or a closed stage (IVC) In all service conditions until it results [from starting at the time of a cold machine] in warming up of a catalyst, such as subsequent acceleration and steady operation It is in the point which made the early temperature up of a catalyst possible by enabling steep rise of an exhaust-gas temperature, and continuous combustion amelioration control which enables coexistence of operability, and controlling the optimal combining this and large lag control of ignition timing, controlling aggravation of exhaust air by aggravation, a flame failure, etc. of fuel consumption.

[0008] The compression ratio control means to which invention concerning claim 1 carries out adjustable control of the engine compression ratio, In the jump-spark-ignition type internal combustion engine having the ignition timing control means which controls ignition timing, a means to detect an engine rotational frequency and a load, a means to detect an engine's standby, and the exhaust air purification catalyst prepared in the exhaust air system While controlling the above-mentioned engine compression ratio corresponding to the engine rotational frequency and load which were detected, and

standby, at the time of an engine cold machine It is characterized by carrying out the lag of the ignition timing sharply from a MBT point (the minimum tooth-lead-angle location for the maximum torque), and setting up a compression ratio highly as compared with the time of warming up of the same rotational frequency and a load. In addition, the MBT point describing above is equivalent to the ignition timing which gives the best effectiveness.

[0009] Since the temperature near a top dead center rises by raising a compression ratio (the nominal compression ratio ϵ), good combustion is securable even if it carries out the retard (lag) of the ignition timing sharply. Therefore, the exhaust air temperature rise by the large retard of ignition timing can be planned. Here, if a compression ratio is raised, an expansion ratio will increase, but since a retard limitation becomes large, an exhaust-gas temperature rises. In addition, since combustion becomes good and an expansion ratio also increases in raising a compression ratio and not carrying out the retard of the ignition timing, effectiveness becomes good and an emission temperature falls.

[0010] In invention of claim 2, the above-mentioned compression ratio control means is constituted so that the reciprocating motion of the piston to rotation of a crankshaft may serve as a stroke property near simple-harmonic-motion movement. This is realized by the piston-crank chain of for example, a double link type. Thus, although it becomes advantageous in respect of the stroke property near simple-harmonic-motion movement, then noise vibration of course, the piston speed near a top dead center becomes loose about 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This is effective, when an early flame nucleus is generated under the condition that the rate of combustion like [at the time of a cold machine] is slow, and it grows up especially, and time amount allowances will be given greatly and combustion is stabilized.

[0011] invention concerning claim 3 -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- while having further controllable lift and actuation angle adjustable device and controlling continuously the lift and actuation angle of an inlet valve corresponding to an engine rotational frequency and a load, at the time of an engine cold machine, it is characterized by controlling so that the lift and actuation angle of an inlet valve serve as smallness.

[0012] At the time of the low lift of an inlet valve, the inhalation-of-air rate of flow increases with reduction of opening area. Therefore, the combustion at the time of a cold machine is improved, and the large retard of ignition timing and an exhaust air temperature rise are possible. Since there is a nozzle efficiency (the minimum converging section) especially between an inlet valve and a sheet, effectiveness is size especially at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port.

[0013] moreover, invention concerning claim 4 -- the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to **** -- further -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the lag of the central angle is carried out and it is characterized by controlling so that an inhalation-of-air valve-opening stage is late for an inhalation top dead center.

[0014] Since inhalation of air will not be supplied in early stages even if it goes into a charging stroke if the lag of the inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) is carried out rather than an inhalation top dead center, the negative pressure in a cylinder increases quickly. Furthermore, the inhalation-of-air rate of flow since the center of a stroke was max and was the property which increases in monotone up to the center of a top dead center noncutting stroke, when the inhalation-of-air valve-opening stage was delayed and piston speed opens serves as size. Although increase of the negative pressure in a cylinder turns into increase of a pumping loss, it will change to **** of kinetic energy, as a result the rise of an intake-air temperature here. Increase of the inhalation-of-air rate of flow is effectiveness size also at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port. Moreover, since the rate of combustion itself increases corresponding to the turbulence degree of inhalation of air, there is effectiveness which can make the equinoctial point fire stage late.

[0015] The above-mentioned compression ratio control means is constituted like claim 5 including the 1st link connected with the piston through the piston pin, the 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, and the 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 2nd link of the above rockable. In such a double link type piston-crank chain, the stroke property near simple-harmonic-motion movement which was mentioned above can be easily acquired by setting up the alignment of each link or the supporting point appropriately.

[0016] And this configuration can perform adjustable control of a compression ratio, for example like claim 6 by changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above according to an engine service condition. That is, with change of the supporting-point location of the 3rd link, the piston location in a piston top dead center changes, and the nominal compression ratio epsilon changes.

[0017] It is desirable to carry out the lag of the ignition advance like claim 7 in this invention to the top dead center near the compression top dead center or later at the time of an engine cold machine.

[0018] moreover, invention concerning claim 8 subordinate to claim 4 -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- controllable lift and actuation angle adjustable device -- further -- having -- the above-mentioned lift and actuation angle -- corresponding -- the conditions that this lift and actuation angle are small -- the above-mentioned lift -- it is characterized by making it increase the lag of a central angle. In invention of more concrete claim 9, the closed stage of the above-mentioned inlet valve is set up within the limits of predetermined from an inhalation bottom dead point at the time of an engine cold machine.

[0019] namely, -- while making a lift and an actuation angle small -- a lift -- by carrying out the lag of the central angle, an inhalation-of-air valve-closing time term, it approaches near the bottom dead point and a real compression ratio rises. Moreover, an inhalation-of-air valve-opening stage comes to be late for coincidence from a top dead

center, and the operation mentioned above is acquired. Therefore, the large lag of ignition timing becomes possible.

[0020] Moreover, at the time of the idling in an engine cold machine condition, an engine rotational frequency is controlled like claim 10 more highly than the warming-up back. It will be in the so-called high idle state. By performing the lag of ignition timing etc. in this condition, whenever [catalyst temperature] goes up promptly.

[0021] Invention which furthermore relates to claim 11 is characterized by setting up the closed stage of the above-mentioned inlet valve near the inhalation bottom dead point at the time of the idling after warming up.

[0022] Moreover, invention concerning claim 12 is characterized by reducing the lag degree of ignition timing gradually according to increase of an engine load.

[0023] Invention concerning claim 13 is equipped with the sensor which detects the temperature of engine cooling water as a means to detect engine standby.

[0024] Invention concerning claim 14 is equipped with a means to detect the temperature of the above-mentioned exhaust air purification catalyst, as a means to detect engine standby.

[0025] The above-mentioned lift and actuation angle adjustable device For example, the eccentric cam by which a rotation drive is carried out with a driving shaft like claim 15, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, By changing the rotation location of the eccentric-cam section of preparation ***** and the above-mentioned control axis, it is constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve may carry out increase and decrease of change at coincidence.

[0026] Moreover, the above-mentioned phase adjustable device is constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed like claim 16.

[0027]

[Effect of the Invention] According to the control unit of the internal combustion engine concerning this invention, by combining adjustable control of a compression ratio, and lag control of ignition timing, it becomes compatible with a large rise and the operability of an exhaust-gas temperature at the time of a cold machine, and early activation ***** of the exhaust air purification catalyst prepared in the exhaust air system can attain improvement in the exhaust air purification engine performance. Moreover, aggravation of fuel consumption can be made into the minimum at coincidence, and aggravation of

exhaust air by a flame failure etc. can be avoided fundamentally.

[0028] According to the configuration especially combined with the lift and the actuation angle adjustable device of an inlet valve, or the phase adjustable device, in addition to adjustable control of the nominal compression ratio epsilon, a real compression ratio can also be controlled, the amount of lifts which influences a gas flow an inhalation-of-air valve-opening stage, an inhalation-of-air valve-closing time term, and in a cylinder can be further optimized to various service conditions, and the large lag of the ignition timing for catalyst warming up becomes possible.

[0029] Moreover, if it is made for the behavior of the piston by the compression ratio control means to serve as a stroke property near simple-harmonic-motion movement like claim 2, since the piston speed near a top dead center becomes loose compared with a general simple link type piston-crank chain, at the time of a cold machine with the slow rate of combustion, growth of an early flame nucleus can become possible enough, and combustion can be stabilized.

[0030]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of desirable implementation of this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0031] Drawing 1 shows one example of the control unit of the internal combustion engine concerning this invention. This internal combustion engine has the good fluctuation valve system 101 for carrying out adjustable control of the inhalation-of-air valve timing, the compression ratio adjustable device 102 which carries out adjustable control of an internal combustion engine's nominal compression ratio epsilon, the ignition advance control unit 103 which controls ignition timing, and the exhaust air purification catalyst 104 prepared in the exhaust air system.

[0032] Drawing 2 is the configuration explanatory view showing the configuration of the above-mentioned good fluctuation valve system 101, in the phase (phase to a crankshaft) of the lift and the actuation angle adjustable device 1 in which the lift and actuation angle of an inlet valve 12 are changed, and the central angle of that lift, a tooth lead angle or the phase adjustable device 2 which carries out a lag, and ** are put together, and this good fluctuation valve system is constituted.

[0033] First, the explanatory view of drawing 3 of operation is combined, and a lift and the actuation angle adjustable device 1 are explained. In addition, for example by JP,11-107725,A etc., although these people propose previously, since this lift and actuation angle adjustable device 1 are well-known, it explains only that outline.

[0034] The driving shaft 13 of the shape of hollow supported free [rotation] by the cam bracket with which the cylinder head 51 upper part does not illustrate a lift and the actuation angle adjustable device 1, The eccentric cam 15 fixed to this driving shaft 13 by press fit etc., and the control axis 16 arranged in parallel with a driving shaft 13 while being supported free [rotation] with the same cam bracket as the upper part location of the above-mentioned driving shaft 13, It has the rocker arm 18 supported by the eccentric-cam section 17 of this control axis 16 free [rocking], and the rocking cam 20

which contacts the tappet 19 arranged at the upper limit section of each inlet valve 12. The above-mentioned eccentric cam 15 and the rocker arm 18 are coordinated by the link arm 25, and the rocker arm 18 and the rocking cam 20 are coordinated by the link member 26.

[0035] The above-mentioned driving shaft 13 is driven with an engine's crankshaft through a timing chain or a timing belt so that it may mention later.

[0036] While the above-mentioned eccentric cam 15 had the circular peripheral face and the core of this peripheral face has offset only the specified quantity from the axial center of a driving shaft 13, annular section 25a of the link arm 25 has fitted into this peripheral face pivotable.

[0037] The upper limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with the other end while the abbreviation center section is supported by the above-mentioned eccentric-cam section 17 and extension 25b of the above-mentioned link arm 25 has coordinated the above-mentioned rocker arm 18 with the end section. Eccentricity of the above-mentioned eccentric-cam section 17 is carried out from the axial center of a control axis 16, therefore the center of oscillation of a rocker arm 18 changes according to the angular position of a control axis 16.

[0038] The above-mentioned rocking cam 20 fits into the periphery of a driving shaft 13, and is supported free [rotation], and the lower limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with edge 20a prolonged to the side. Cam side 24b and ** which draw a predetermined curve from this base circle surface 24a to a driving shaft 13, base circle surface 24a which makes concentric radii, and the above-mentioned edge 20a, and are prolonged are continuously formed in the inferior surface of tongue of this rocking cam 20, and these base circle surface 24a and cam side 24b contact the top face of a tappet 19 according to the rocking location of the rocking cam 20.

[0039] That is, as it is the section when the amount of lifts is set to 0 as the base circle section and is shown in drawing 3 , when the rocking cam 20 rocks and cam side 24b contacts a tappet 19, the lift of the above-mentioned base circle surface 24a will be carried out gradually. In addition, some lamp section is prepared between the base circle section and the lift section.

[0040] As shown in drawing 1 and 2, the above-mentioned control axis 16 is constituted so that it may rotate by predetermined include-angle within the limits with the lift and the actuator 31 for actuation angle control formed in the end section. The hydraulic pressure supply to this lift and actuator 31 for actuation angle control is controlled by the 1st oil pressure control section 32 based on the control signal from the engine control unit 33.

[0041] If an operation of this lift and actuation angle adjustable device 1 is explained and a driving shaft 13 will rotate, according to a cam operation of an eccentric cam 15, the link arm 25 will move up and down and a rocker arm 18 will rock in connection with this. Rocking of this rocker arm 18 is transmitted to the rocking cam 20 through the link member 26, and this rocking cam 20 rocks it. A tappet 19 is pressed by cam operation of this rocking cam 20, and an inlet valve 12 carries out a lift according to it.

[0042] Here, if the include angle of a control axis 16 changes through a lift and the actuator

31 for actuation angle control, the initial valve position of a rocker arm 18 will change, as a result the initial rocking location of the rocking cam 20 will change.

[0043] For example, supposing the eccentric-cam section 17 is located upwards like drawing 3 (A), a rocker arm 18 is located upwards as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was able to pull up upwards relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b separates from a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the period when base circle surface 24a continues contacting a tappet 19 for a long time at, and cam side 24b contacts a tappet 19 is short. Therefore, the amount of lifts becomes small as a whole, and it reduces, the include-angle range, i.e., the actuation angle, from the open stage to a closed stage.

[0044] On the contrary, supposing the eccentric-cam section 17 is located below like drawing 3 (B), a rocker arm 18 is located below as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was depressed below relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b approaches a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the part in contact with a tappet 19 shifts to cam side 24b immediately from base circle surface 24a. Therefore, the amount of lifts becomes large as a whole, and the actuation angle is also expanded.

[0045] Since the initial valve position of the above-mentioned eccentric-cam section 17 may be changed continuously, in connection with this, a valve-lift property changes continuously, as shown in drawing 4. That is, a lift and an actuation angle can be made to expand and reduce to both coincidence continuously. In addition, in this example, the open stage and closed stage of an inlet valve 12 change to the symmetry mostly with size change of a lift and an actuation angle.

[0046] next, the actuator 36 for phase control made to rotate relatively the sprocket 35 prepared in the front end section of the above-mentioned driving shaft 13, this sprocket 35, and the above-mentioned driving shaft 13 to predetermined include-angle within the limits as the phase adjustable device 2 is shown in drawing 2 -- since -- it is constituted. The above-mentioned sprocket 35 is being interlocked with the crankshaft through the timing chain or timing belt which is not illustrated. The hydraulic pressure supply to the above-mentioned actuator 36 for phase control is controlled by the 2nd oil pressure control section 37 based on the control signal from the engine control unit 33. by the oil pressure control to this actuator 36 for phase control, a sprocket 35 and a driving shaft 13 rotate relatively, and it is shown in drawing 5 -- as -- a lift -- a central angle *****, that is, the ** which the curve of a lift property itself does not change -- the whole -- a tooth lead angle -- or a lag is carried out. Moreover, this change can also be obtained continuously. Various configurations, such as what was not restricted to a hydraulic thing but used the electromagnetic actuator as a phase adjustable device 2, are possible.

[0047] In addition, the sensor which detects a lift and an actual actuation angle, or an actual phase as control of a lift, the actuation angle adjustable device 1, and the phase

adjustable device 2 is formed, and it may be made to carry out closed loop control, or may only be made to carry out open loop control according to a service condition.

[0048] Drawing 6 is drawing showing the configuration of the adjustable compression ratio device 102.

[0049] The crankshaft 51 is equipped with two or more journal sections 52 and crank pin sections 53, and is supported by the main bearing of a cylinder block 50 free [rotation of the journal section 52]. Specified quantity eccentricity of the above-mentioned crank pin section 53 is carried out from the journal section 52, and the lowerlink 54 used as the 2nd link is connected here free [rotation].

[0050] While the above-mentioned lowerlink 54 is constituted by two members on either side possible [division], the above-mentioned crank pin section 53 has fitted into the communicating pore of the center of abbreviation.

[0051] A lower limit side is connected with the end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 56, and, as for the upper link 55 used as the 1st link, the upper limit side is connected with the piston 58 rotatable with the piston pin 57. The above-mentioned piston 58 receives a firing pressure, and reciprocates the inside of the cylinder 59 of a cylinder block 50. In addition, the above-mentioned inlet valve 12 and the exhaust valve which is not illustrated are arranged in the upper part of the above-mentioned cylinder 59.

[0052] An upper limit side is connected with the other end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 61, and the control link 60 used as the 3rd link is connected with the lower part of the cylinder block 50 with which a lower limit side becomes some engine bodies through a control axis 62 rotatable. In detail, while the control axis 62 is supported by the engine body pivotable, it had eccentric-cam section 62a which is carrying out eccentricity from that center of rotation, and the above-mentioned control link 60 lower-limit section has fitted into this eccentric-cam section 62a pivotable.

[0053] A rotation location is controlled by the compression ratio control actuator 63 using [the above-mentioned control axis 62] the electric motor based on the control signal from the engine control unit 33 (refer to drawing 1).

[0054] In the adjustable compression ratio device 102 using the above double link type piston-crank chains, if the above-mentioned control axis 62 rotates with the compression ratio control actuator 63, the center position of eccentric-cam section 62a and the relative position to an engine body will change especially. Thereby, the rocking support location of the lower limit of the control link 60 changes. And if the rocking support location of the above-mentioned control link 60 changes, the stroke of a piston 58 changes, and like drawing 8 , the location of the piston 58 in a piston top dead center (TDC) will become high, or will become low. This becomes possible to change an engine compression ratio. Although drawing 8 shows typically the high compression ratio condition and the low compression ratio condition, it can change a compression ratio continuously among these.

[0055] Moreover, in the above-mentioned double link type adjustable compression ratio device 102, the piston-stroke property near simple harmonic motion as shown in drawing 7 is acquired by selecting a link dimension appropriately. Although the stroke property near

this simple harmonic motion is advantageous also on the oscillating noise, the piston speed near a top dead center becomes loose just over or below 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This becomes advantageous on generation of an early flame nucleus, and growth under the conditions that the rate of combustion like [especially at the time of a cold machine] is slow, as mentioned above.

[0056] The control characteristic of the compression ratio by the above-mentioned adjustable compression ratio device 102 is shown in drawing 9. In addition, this compression ratio is the geometric compression ratio epsilon decided only by volume change of the combustion chamber by the stroke of a piston 58. A final real compression ratio is influenced by control of an inhalation-of-air valve-closing time term in this invention combined with the good fluctuation valve system 101. That is, when an inlet valve 12 closes the middle like an inhalation-of-air line, in order that compression may begin substantially from a symmetrical crank angle location about a bottom dead point, even if the nominal compression ratio epsilon is high, when an inhalation-of-air valve-closing time term becomes earlier than a bottom dead point, a real compression ratio will fall.

[0057] Drawing 10 shows control of the inhalation-of-air valve timing by the good fluctuation valve system 101 under a typical service condition. In addition, the point (or field) corresponding to each is appended to drawing 9. ** - ** are the properties at the time of the cold machine which this invention makes a technical problem, and are a property after warming up for reference of only ** here. Moreover, the property at the time of cold machine starting of ** is the same as the property at the time of the idle after warming up. This engine's temperature condition is judged based on one side or the both sides of sensor 106** whenever [catalyst temperature / which was prepared in an internal combustion engine's coolant temperature sensor 105 formed in the cylinder block 50 or exhaust air purification catalyst 104], as shown in drawing 1.

[0058] while considering as a small actuation angle at the time of ** cold machine starting so that it may illustrate -- a lift -- a central angle -- the lag of phi is carried out and an inhalation-of-air valve-closing time term considers as a property slightly earlier than a bottom dead point. The fall of a real compression ratio is not produced because an inhalation-of-air valve-closing time term is near a bottom dead point. ** cold machine after starting -- yes, at the time of an idle and ** cold machine stationary transit, an inhalation-of-air valve-opening stage becomes as late as possible -- as -- with a small actuation angle -- a lift -- a central angle -- the lag of phi is carried out further. Although an inhalation-of-air valve-closing time term becomes the bottom dead point back, since it is too maintained near a bottom dead point, there are few falls of a real compression ratio. In addition, although lag control of the ignition timing is carried out for catalyst warming up and it is based also on a combustion condition, the lag degree of ignition timing serves as the maximum at the time of a cold machine high idle. ** At the time of cold machine acceleration, from the need of raising an inhalation-of-air charging efficiency, an actuation angle is expanded and an inhalation-of-air valve-opening stage carries out a tooth lead

angle. An inhalation-of-air valve-closing time term becomes the bottom dead point back. ** In order to avoid negative pressure generating at the time of the stationary transit after warming up, an inhalation-of-air valve-opening stage is set as a top dead center, and an inhalation-of-air valve-closing time term serves as a location which carried out the tooth lead angle more fairly than a bottom dead point. Although a real compression ratio will fall if it does in this way, the nominal compression ratio epsilon is set up highly and the effective pumping-loss reduction effectiveness is acquired with both combination.

[0059] Drawing 11 summarizes the effect of the inhalation-of-air valve-action property and compression ratio which are given to the emission temperature at the time of a cold machine. Here, the arrow head shows the emission temperature rise effectiveness, it means that a upward arrow head contributes to an emission temperature rise, and the downward arrow head means checking an emission temperature rise. In addition, the emission temperature rise effectiveness said here is synonymous with whether the retard of ignition timing is how far possible by combustion improvement. Hereafter, each item is explained.

[0060] (1) The lag of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) (lag from a top dead center)

In this case, since inhalation of air is not supplied in early stages even if it goes into a charging stroke, the negative pressure in a cylinder increases quickly. Furthermore, the inhalation-of-air rate of flow since the center of a stroke was max and was the property which increases in monotone up to the center of a top dead center noncutting stroke, when the inhalation-of-air valve-opening stage was delayed and piston speed opens serves as size. Although increase of the negative pressure in a cylinder turns into increase of a pumping loss, it will change to the rise of an intake-air temperature here. Increase of the inhalation-of-air rate of flow is effectiveness size also at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port. Moreover, since the rate of combustion itself increases corresponding to the turbulence degree of inhalation of air, there is effectiveness which can make the equinoctial point fire stage late.

[0061] (2) The part and the inhalation-of-air rate of flow to which opening area decreased at the time of the low lift-sized low lift of an inlet valve increase. Since there is a nozzle efficiency (the minimum converging section) especially between an inlet valve and a sheet, it is effectiveness size especially at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port.

[0062] (3) The lag of an inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) (lag from a bottom dead point)

A real compression ratio falls by carrying out the lag of the inhalation-of-air valve-closing time term from a bottom dead point. This is for the gaseous mixture inhaled in the cylinder to flow backwards again in early stages of a compression stroke. Though natural, in order to be accompanied also by decline in a charging efficiency, inhalation negative pressure also falls. Since the fall of a real compression ratio leads to a fall whenever [mixed atmospheric temperature / at the time of compression], the rate of combustion becomes

slow and the retard of ignition timing receives constraint.

[0063] Furthermore, this also serves as a fall of the rate of combustion, and the fall of inhalation negative pressure appears in order to cause aggravation of evaporation of a fuel.

[0064] (4) The tooth lead angle of an inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) (tooth lead angle from a bottom dead point)

If the tooth lead angle of the inhalation-of-air valve-closing time term is carried out rather than a bottom dead point, the fall of a real compression ratio will be caused like the lag of the above-mentioned inhalation-of-air valve-closing time term. After the inlet valve closed, in order that the gaseous mixture which was inhaled in the cylinder unlike the lag of an inhalation-of-air valve-closing time term may carry out adiabatic expansion to a bottom dead point as a phenomenon, it is because whenever [in a bottom dead point / mixed atmospheric temperature] falls. Though natural, in order to be accompanied also by decline in a charging efficiency, inhalation negative pressure also falls. Therefore, the rate of combustion becomes slow and the retard of ignition timing receives constraint.

[0065] (5) Since a real compression ratio rises and inhalation negative pressure also rises contrary to the above (3) and (4) in this case when an inhalation-of-air valve-closing time term is brought close to a bottom dead point, combustion temperature rises and expand the retard limitation of ignition timing.

[0066] (6) If a compression ratio epsilon is made high when a compression ratio epsilon is raised, since the temperature near a top dead center will rise, good combustion is securable even if it carries out the retard of the ignition timing. Although an expansion ratio increases, since a retard limitation also becomes that much large, in the case of the piston-stroke property near especially simple harmonic motion, the effectiveness exceeding this at least is acquired.

[0067] (7) Since the temperature near a top dead center will fall if a compression ratio epsilon is made low when a compression ratio epsilon is lowered, the rate of combustion becomes slow and ignition timing retard receives a limit. This exceeds the effect of an expansion ratio fall.

[0068] (8) When a compression ratio is raised and the retard of the ignition timing is not carried out (reference)

Since combustion becomes good and an expansion ratio also increases, effectiveness becomes good. Therefore, an emission temperature falls.

[0069] next, the timing diagram of drawing 12 -- the cold machine starting back -- yes, pass slow acceleration from an idle state -- the situation of control of a transient until it results in stationary transit is shown. At the time of a cold machine, when it goes into self-sustaining after starting, a rotational frequency will be from the idle rpm after warming up in the so-called high idle state set up highly, and control which makes an emission temperature rise max is needed from here, after exhaust air purifying.

[0070] this example -- yes -- the time of an idle -- a compression ratio epsilon -- high -- setting up -- coincidence -- as the property of an inlet valve -- an actuation angle -- contraction (this is for expanding the degree of freedom of a lag) -- carrying out -- and a lift

-- a central angle -- the large retard of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) is performed combining the lag of phi. Although the inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) has come behind the bottom dead point at this time, since this serves as a setup near a bottom dead point even if it is for performing the retard of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) to the maximum and is behind a bottom dead point, the bad influence to a real compression ratio is small. Although the lag degree of the ignition timing at the time of this high idle is based on a combustion condition, it is taken as the maximum.

[0071] When acceleration is performed from a high idle, although a compression ratio epsilon is reduced somewhat, it serves as a setup high still enough from a peak price. Since cooling water temperature rises gradually, a compression ratio epsilon is gradually reduced corresponding to it. Although the exhaust air purification catalyst 104 reaches conversion initiation temperature soon, while canceling ignition timing retard gradually, control shifts after this so that an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) may also become fuel consumption best desired value.

[0072] Drawing 13 is a flow chart which shows a control flow at the time of the cold machine mentioned above and warming up. First, based on whether whenever [cooling water temperature and catalyst temperature] is beyond predetermined temperature, respectively, it distinguishes whether it is in a cold machine condition, or it is standby (step 1). If it is in a cold machine condition, it will progress to henceforth [step 2]. At step 2, each control map of a compression ratio [at the time of a cold machine] epsilon, ignition timing IT, inhalation-of-air valve-opening stage (IVO), and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) is chosen. And the actual engine service condition at that time (a rotational frequency, throttle opening) is detected at step 3, and it controls based on each map to correspond to this. That is, the adjustable compression ratio device 102 is controlled so that a compression ratio epsilon turns into the target compression ratio epsilon (steps 4 and 5), a lift, the actuation angle adjustable device 1, and the phase adjustable device 2 are controlled so that an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) serves as desired value, respectively (steps 6 and 7), and further, the ignition advance control unit 103 is controlled so that ignition timing IT serves as desired value (steps 8 and 9).

[0073] If it is standby, it will progress to henceforth [step 12] from step 1, and same control will be performed based on the control map at the time of warming up. Since steps 2-9 mentioned above, respectively are supported, steps 12-19 omit the detailed explanation.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

Drawing 1 The configuration explanatory view showing the whole system of the control unit concerning this invention.

[Drawing 2] The perspective view showing the good fluctuation valve system in this example.

[Drawing 3] The explanatory view of a lift and an actuation angle adjustable device of operation.

[Drawing 4] The property Fig. showing property change of the lift and actuation angle by the lift and the actuation angle adjustable device.

[Drawing 5] The property Fig. showing the phase change of the valve-lift property by the phase adjustable device.

[Drawing 6] The front view showing the adjustable compression ratio device in this example.

[Drawing 7] The property Fig. showing the piston-stroke property of the double link type piston-crank chain used as this adjustable compression ratio device.

[Drawing 8] The explanatory view of an adjustable compression ratio device of operation.

[Drawing 9] The property Fig. showing the compression ratio control characteristic.

[Drawing 10] The property Fig. showing the valve-lift property in a typical service condition.

[Drawing 11] The explanatory view in which the effect of the inhalation of air valve-action property and compression ratio which are given to the emission temperature at the time of a cold machine was summarized.

[Drawing 12] The timing diagram which shows actuation of each part after cold machine starting.

[Drawing 13] The flow chart which shows control flow, such as a compression ratio.

[Description of Notations]

101 .. Good fluctuation valve system

102 .. Adjustable compression ratio device

103 .. Ignition advance control unit

104 .. Exhaust air purification catalyst

1 .. A lift and actuation angle adjustable device

2 .. Phase adjustable device

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2002-285898
(P2002-285898A)

(43)公開日 平成14年10月3日(2002.10.3)

(51) Int.Cl.
F 02 D 45/00

識別記号
312

F I
F 0 2 D 45/00

テーマコード（参考）

F O 1 L 9/02

F O 1 L 9/02

3 G 0 9 2

審査請求 未請求 請求項の数16 OL (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2001-89326(P2001-89326)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(22)出願日 平成13年3月27日(2001.3.27)

(72) 発明者 青山 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)發明者 茂木 克也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 100062199

泰理士·吉賀·富士蔵 (外3名)

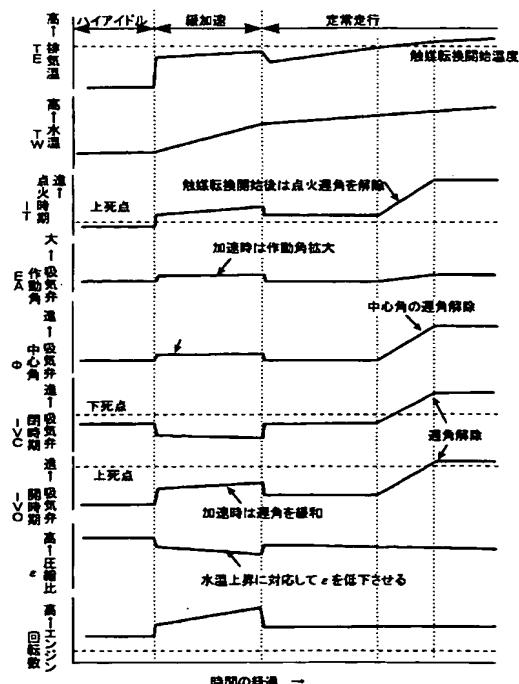
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 冷機時に点火時期の遅角による排気温度の大幅な上昇と運転性の両立を可能にし、触媒の早期昇温を図る。

【解決手段】 吸気弁開閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えるとともに、圧縮比 ϵ を可変制御する可変圧縮比機構を備える。可変動弁機構は、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大・縮小制御可能なリフト・作動角可変機構とリフト中心角 Φ を変化させる位相可変機構とからなる。冷機起動後のハイアイドル時には、圧縮比 ϵ を高く設定し、吸気弁の作動角を縮小し、吸気弁開時期を上死点よりも遅らせる。同時に、点火時期をMBT点よりも大幅に遅角する。筒内の負圧の発達による流速の増大、実圧縮比の確保、圧縮比 ϵ の向上、等によって点火時期の大幅な遅角が可能となる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関圧縮比を可変制御する圧縮比制御手段と、点火時期を制御する点火時期制御手段と、機関回転数および負荷を検出する手段と、機関の暖機状態を検出する手段と、排気系に設けられた排気浄化触媒と、を備えた火花点火式内燃機関において、検出された機関回転数および負荷と暖機状態とに対応して、上記機関圧縮比を制御するとともに、機関冷機時には、点火時期をM BT点から大幅に遅角させ、かつ同一の回転数および負荷の暖機時に比較して圧縮比を高く設定するようにしたことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項2】 上記圧縮比制御手段は、クランクシャフトの回転に対するピストンの往復運動が、単振動運動に近いストローク特性となるように構成されていることを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項3】 吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、機関回転数および負荷に対応して、吸気弁のリフト・作動角を連続的に制御するとともに、機関冷機時には、吸気弁のリフト・作動角が小となるように制御することを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項4】 吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構をさらに備え、機関冷機時には、上記吸気弁のリフト中心角を遅角させて、吸気弁開時期が吸入上死点よりも遅れるように制御することを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項5】 上記圧縮比制御手段は、ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を含んで構成されることを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項6】 上記第3リンクの機関本体に対する支点位置を機関運転条件に応じて変化させることで圧縮比の可変制御を行うことを特徴とする請求項5に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項7】 機関冷機時に、点火進角を圧縮上死点近傍ないしは上死点以後まで遅角させることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項8】 吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、上記リフト・作動角に対応して、該リフト・作動角が小さい条件では上記リフト中心角の遅角を増大するようにしたことを特徴とする請求項4に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項9】 機関冷機時には、上記吸気弁の閉時期が吸入下死点から所定の範囲内に設定されることを特徴と

する請求項8に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項10】 機関冷機状態におけるアイドリング時には、機関回転数が暖機後よりも高く制御されることを特徴とする請求項1～9のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項11】 暖機後のアイドリング時には、上記吸気弁の閉時期を吸入下死点近傍に設定することを特徴とする請求項3または4に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項12】 点火時期の遅角度合は、機関負荷の10増大に応じて漸次縮小するようにしたことを特徴とする請求項1～11のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項13】 機関暖機状態を検出する手段として、機関冷却水の温度を検知するセンサを備えたことを特徴とする請求項1～12のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項14】 機関暖機状態を検出する手段として、上記排気浄化触媒の温度を検知する手段を備えたことを特徴とする請求項1～12のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項15】 上記リフト・作動角可変機構は、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを30押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されていることを特徴とする請求項3または8に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項16】 上記位相可変機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成されることを特徴とする請求項4または8に記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、機関圧縮比を可変制御する圧縮比制御手段や吸気弁のリフト・作動角およびリフト中心角の可変制御手段を備えた内燃機関の制御装置に関し、さらに詳しくは、排気浄化触媒を備えた火花点火式ガソリン機関における排気浄化性能向上技術に関する。

【0002】

【従来の技術】本出願人は、先に、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大、縮小制御可能な可変動弁機構を提案しており（例えば特開平11-107725号公報、特開平11-324625号公報等参照）、さらに、リフトの中心角の位相を遅進させる機構と組み合わせて、リフト特性の大幅な自由度を得るようにした可変動弁機構を提案している。

【0003】またレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、例えば、特開2000-73804号に開示されているように、複リンク式のピストン-クランク機構を利用したものが近年提案されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】周知のように内燃機関の排気系には、酸化還元触媒あるいは酸化触媒もしくは還元触媒からなる排気浄化触媒が設けられているが、今日の進化した触媒技術をもってしても、触媒温度が低い機関冷機始動直後においては、機関から排出されるガスに対する触媒の効果は、暖機後に比べて大幅に制限されるのが現状である。この問題は当業者には古くから認識されており、触媒の活性化温度を下げる努力が継続的になされているとともに、二次空気を触媒の上流に導入して、化学的に活性化の時期を早める工夫なども行われている。

【0005】しかしながら、基本はやはり触媒の転換作用が開始する温度に如何に早く到達するかであり、これを目的とした暖機中の点火時期の遅角制御（燃焼開始時期が遅れることによって排気温度が上昇する）による触媒温度上昇は、燃費性能等に悪影響があるにも拘わらず、広く行われている。しかし、点火時期の遅角を大幅にすると、燃焼が不安定となる問題があり、甚だしい場合には失火に至り、未燃のHCが大量に放出されるなどの恐れがある。従って、大幅な遅角のためには、燃焼の改良が不可欠となる。これまで、このような条件下での燃焼改善を行う手段としては、吸気ポートにスワール制御弁を設けて筒内のガス流動を強化する方法が代表的なものであるが、これは、必ずしも十分なものではない。

【0006】本発明は、機関圧縮比を可変制御する圧縮比制御手段や吸気弁のリフト・作動角の可変制御手段、リフト中心角の可変制御手段といった高度な可変制御機構を備えた内燃機関において、冷機時における燃焼制御技術をさらに改良し、排気浄化性能を大幅に向上させることを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明の特徴は、内燃機関の圧縮比（公称圧縮比 ε つまり幾何学的な圧縮比 ε ）の可変制御により、さらには、吸気弁の開時期（IVO）や閉時期（IVC）の可変制御を組み合せることにより、冷機時の始動からその後の加速、定常運転など、触媒の暖機に至るまでのあらゆる運転条件において、排気温度の大幅な上昇と運転性の両立を可能にできるよう

な連続的な燃焼改良制御を可能とし、これと点火時期の大幅な遅角制御とを組み合せて、最適に制御することにより、燃費の悪化や失火等による排気の悪化を抑制しつつ触媒の早期昇温を可能とした点にある。

【0008】請求項1に係る発明は、機関圧縮比を可変制御する圧縮比制御手段と、点火時期を制御する点火時期制御手段と、機関回転数および負荷を検出する手段と、機関の暖機状態を検出する手段と、排気系に設けられた排気浄化触媒と、を備えた火花点火式内燃機関において、検出された機関回転数および負荷と暖機状態とに対応して、上記機関圧縮比を制御するとともに、機関冷機時には、点火時期をMBT点（最大トルクのための最小進角位置）から大幅に遅角させ、かつ同一の回転数および負荷の暖機時に比較して圧縮比を高く設定するようにしたことを特徴としている。なお、上記MBT点は、最良効率を与える点火時期に相当する。

【0009】圧縮比（公称圧縮比 ε ）を高めることにより、上死点付近の温度が上昇するため、点火時期を大幅にリタード（遅角）しても良好な燃焼が確保できる。従って、点火時期の大幅なリタードによる排気温度上昇が図れる。ここで、圧縮比を高めると膨張比は増大するが、リタード限界が大きくなるので、排気温度は上昇する。なお、圧縮比を高めて、点火時期をリタードしない場合には、燃焼が良くなり、膨張比も増大するので、効率が良くなっている、排温は低下する。

【0010】請求項2の発明においては、上記圧縮比制御手段は、クランクシャフトの回転に対するピストンの往復運動が、単振動運動に近いストローク特性となるように構成されている。これは例えば複リンク式のピストン-クランク機構によって実現される。このように単振動運動に近いストローク特性とすれば、騒音振動の点で有利となるのは勿論であるが、特に、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストン-クランク機構に比べて、20%程度緩やかとなる。これは、特に、冷機時のような燃焼速度が遅い条件下において、初期の火炎核が生成され、かつ成長していく上で、時間余裕が大きく与えられることになり、燃焼を安定させる上で効果がある。

【0011】請求項3に係る発明は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、機関回転数および負荷に対応して、吸気弁のリフト・作動角を連続的に制御するとともに、機関冷機時には、吸気弁のリフト・作動角が小となるように制御することを特徴としている。

【0012】吸気弁の低リフト時には、開口面積の減少に伴い、吸気流速は増大する。そのため、冷機時の燃焼が改善され、点火時期の大幅なリタード、排気温度上昇が可能である。特に吸気弁とシート間はノズル効果（最小絞り部）があるため、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進に特に効果が大である。

【0013】また請求項4に係る発明は、吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構をさらに備え、機関冷機時には、上記吸気弁のリフト中心角を遅角させて、吸気弁開時期が吸入上死点よりも遅れるように制御することを特徴としている。

【0014】吸気弁開時期(IVO)を吸入上死点よりも遅角すると、吸入行程に入っても初期には吸気が供給されないため、筒内の負圧は急速に増大する。さらにピストン速度は行程中央が最大であり、上死点から行程中央までは単調に増大する特性であるから、吸気弁開時期を遅らせると、開弁した時の吸気流速は大となる。筒内の負圧の増大はポンプ損失の増大となるが、ここではそれが運動エネルギーの増加ひいては吸気温度の上昇に変わることになるわけである。吸気流速の増大は、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進にも効果大である。また、燃焼速度そのものも、吸気の乱れ度合いに対応して増大するため、その分点火時期を遅くできる効果がある。

【0015】上記圧縮比制御手段は、例えば請求項5のように、ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を含んで構成される。このような複リンク式ピストン-クランク機構においては、各リンクや支点のアライメントを適切に設定することにより、上述したような単振動運動に近いストローク特性を容易に得ることができる。

【0016】そして、この構成では、例えば請求項6のように、上記第3リンクの機関本体に対する支点位置を機関運転条件に応じて変化させることで圧縮比の可変制御を行うことができる。すなわち、第3リンクの支点位置の変化に伴って、ピストン上死点でのピストン位置が変化し、公称圧縮比 ε が変化する。

【0017】本発明では、請求項7のように、機関冷機時に、点火進角を圧縮上死点近傍ないしは上死点以後まで遅角させることが望ましい。

【0018】また請求項4に従属した請求項8に係る発明は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、上記リフト・作動角に対応して、該リフト・作動角が小さい条件では上記リフト中心角の遅角を増大させるようにしたことを特徴としている。より具体的な請求項9の発明では、機関冷機時には、上記吸気弁の閉時期が吸入下死点から所定の範囲内に設定される。

【0019】すなわち、リフト・作動角を小さくしつつリフト中心角を遅角することで、吸気弁閉時期は下死点近傍に近づき、実圧縮比が上昇する。また同時に、吸気弁開時期が上死点よりも遅れるようになり、前述した作

用が得られる。そのため、点火時期の大幅な遅角が可能となる。

【0020】また、機関冷機状態におけるアイドリング時には、請求項10のように、機関回転数が暖機後よりも高く制御される。いわゆるハイアイドル状態となる。この状態で点火時期の遅角等を行うことにより、触媒温度が速やかに上昇する。

【0021】さらに請求項11に係る発明は、暖機後のアイドリング時には、上記吸気弁の閉時期を吸入下死点近傍に設定したことを特徴としている。

【0022】また請求項12に係る発明は、点火時期の遅角度合いは、機関負荷の増大に応じて漸次縮小するようにしたことを特徴としている。

【0023】請求項13に係る発明は、機関暖機状態を検出する手段として、機関冷却水の温度を検知するセンサを備えている。

【0024】請求項14に係る発明は、機関暖機状態を検出する手段として、上記排気浄化触媒の温度を検知する手段を備えている。

【0025】上記リフト・作動角可変機構は、例えば請求項15のように、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成される。

【0026】また上記位相可変機構は、例えば請求項16のように、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成される。

【0027】

【発明の効果】この発明に係る内燃機関の制御装置によれば、圧縮比の可変制御と点火時期の遅角制御とを組み合わせることにより、冷機時に、排気温度の大幅な上昇と運転性との両立が可能となり、排気系に設けられた排気浄化触媒の早期活性化ひいては排気浄化性能の向上を達成できる。また同時に、燃費の悪化を最小限とし、かつ失火等による排気の悪化を基本的に回避することができる。

【0028】特に、吸気弁のリフト・作動角可変機構や位相可変機構と組み合わせた構成によれば、公称圧縮比

ε の可変制御に加えて、実圧縮比をも制御することができ、さらには、吸気弁開時期や吸気弁閉時期、筒内のガス流動に影響するリフト量、等を種々の運転条件に対し最適化することができ、触媒暖機のための点火時期の大額な遅角が可能となる。

【0029】また、請求項2のように、圧縮比制御手段によるピストンの挙動が単振動運動に近いストローク特性となるようにすれば、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストン-クランク機構に比べて緩やかとなることから、燃焼速度が遅い冷機時に、初期の火炎核の成長が十分に可能となり、燃焼を安定させることができることとなる。

【0030】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0031】図1は、この発明に係る内燃機関の制御装置の一実施例を示している。この内燃機関は、吸気弁開閉時期を可変制御するための可変動弁機構101と、内燃機関の公称圧縮比 ε を可変制御する圧縮比可変機構102と、点火時期を制御する点火進角制御装置103と、排気系に設けられた排気浄化触媒104と、を備えている。

【0032】図2は、上記可変動弁機構101の構成を示す構成説明図であり、この可変動弁機構は、吸気弁12のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構1と、そのリフトの中心角の位相（クランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構2と、が組み合わされて構成されている。

【0033】まず、図3の動作説明図を併せて、リフト・作動角可変機構1を説明する。なお、このリフト・作動角可変機構1は、本出願人が先に提案したものであるが、例えば特開平11-107725号公報等によって公知となっているので、その概要のみを説明する。

【0034】リフト・作動角可変機構1は、シリンダヘッド51上部の図示せぬカムプラケットに回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、この駆動軸13に、圧入等により固定された偏心カム15と、上記駆動軸13の上方位置に同じカムプラケットによって回転自在に支持されるとともに駆動軸13と平行に配置された制御軸16と、この制御軸16の偏心カム部17に接するように、駆動軸13が回転すると、偏心カム15のカム作用によってリンクアーム25が上下動し、これに伴ってロッカアーム18が揺動する。このロッカアーム18の揺動は、リンク部材26を介して揺動カム20へ伝達され、該揺動カム20が揺動する。この揺動カム20のカム作用によって、タペット19が押圧され、吸気弁12がリフトする。

【0035】上記駆動軸13は、後述するように、タイミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【0036】

上記駆動軸13の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム25の環状部25aが回転可能に嵌合している。

【0037】上記ロッカアーム18は、略中央部が上記偏心カム部17によって支持されており、その一端部に、上記リンクアーム25の延長部25bが連係しているとともに、他端部に、上記リンク部材26の上端部が連係している。上記偏心カム部17は、制御軸16の軸心から偏心しており、従って、制御軸16の角度位置に応じてロッカアーム18の揺動中心は変化する。

【0038】上記揺動カム20は、駆動軸13の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びた端部20aに、上記リンク部材26の下端部が連係している。この揺動カム20の下面には、駆動軸13と同心状の円弧をなす基円面24aと、該基円面24aから上記端部20aへと所定の曲線を描いて延びるカム面24bと、が連続して形成されており、これらの基円面24aならびにカム面24bが、揺動カム20の揺動位置に応じてタペット19の上面に当接するようになっている。

【0039】すなわち、上記基円面24aはベースサークル区間として、リフト量が0となる区間であり、図3に示すように、揺動カム20が揺動してカム面24bがタペット19に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

【0040】上記制御軸16は、図1、2に示すように、一端部に設けられたリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31によって所定角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第1油圧制御部32によって制御されている。

【0041】このリフト・作動角可変機構1の作用を説明すると、駆動軸13が回転すると、偏心カム15のカム作用によってリンクアーム25が上下動し、これに伴ってロッカアーム18が揺動する。このロッカアーム18の揺動は、リンク部材26を介して揺動カム20へ伝達され、該揺動カム20が揺動する。この揺動カム20のカム作用によって、タペット19が押圧され、吸気弁12がリフトする。

【0042】ここで、リフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31を介して制御軸16の角度が変化すると、ロッカアーム18の初期位置が変化し、ひいては揺動カム20の初期揺動位置が変化する。

【0043】例えば偏心カム部17が図3(A)のように上方へ位置しているとすると、ロッカアーム18は全体として上方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19から離れる方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に

伴って揺動カム20が揺動した際に、基円面24aが長くタペット19に接触し続け、カム面24bがタペット19に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

【0044】逆に、偏心カム部17が図3(B)のように下方へ位置しているとすると、ロッカアーム18は全体として下方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19に近付く方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、タペット19と接触する部位が基円面24aからカム面24bへと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0045】上記の偏心カム部17の初期位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、図4に示すように、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。なお、この実施例では、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁12の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

【0046】次に、位相可変機構2は、図2に示すように、上記駆動軸13の前端部に設けられたスプロケット35と、このスプロケット35と上記駆動軸13とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用油圧アクチュエータ36と、から構成されている。上記スプロケット35は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。上記位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第2油圧制御部37によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧制御によって、スプロケット35と駆動軸13とが相対的に回転し、図5に示すように、リフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が進角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。位相可変機構2としては、油圧式のものに限らず、電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

【0047】なお、リフト・作動角可変機構1ならびに位相可変機構2の制御としては、実際のリフト・作動角あるいは位相を検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【0048】図6は、可変圧縮比機構102の構成を示す図である。

【0049】クランクシャフト51は、複数のジャーナル部52とクランクピン部53とを備えており、シリンドラブロック50の主軸受に、ジャーナル部52が回転自

在に支持されている。上記クランクピン部53は、ジャーナル部52から所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアリンク54が回転自在に連結されている。

【0050】上記ロアリンク54は、左右の2部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔に上記クランクピン部53が嵌合している。

【0051】第1リンクとなるアップリンク55は、下端側が連結ピン56によりロアリンク54の一端に回動可能に連結され、上端側がピストンピン57によりピストン58に回動可能に連結されている。上記ピストン58は、燃焼圧力を受け、シリンドラブロック50のシリンドラ59内を往復動する。なお、上記シリンドラ59の上部に、上記吸気弁12および図示せぬ排気弁が配置されている。

【0052】第3リンクとなるコントロールリンク60は、上端側が連結ピン61によりロアリンク54の他端に回動可能に連結され、下端側が制御軸62を介して機関本体の一部となるシリンドラブロック50の下部に回動可能に連結されている。詳しくは、制御軸62は、回転可能に機関本体に支持されているとともに、その回転中心から偏心している偏心カム部62aを有し、この偏心カム部62aに上記コントロールリンク60下端部が回転可能に嵌合している。

【0053】上記制御軸62は、エンジンコントロールユニット33(図1参照)からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ63によって回動位置が制御される。

【0054】上記のような複リンク式ピストンークランク機構を用いた可変圧縮比機構102においては、上記制御軸62が圧縮比制御アクチュエータ63によって回動されると、偏心カム部62aの中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク60の下端の揺動支持位置が変化する。そして、上記コントロールリンク60の揺動支持位置が変化すると、ピストン58の行程が変化し、図8のように、ピストン上死点(TDC)におけるピストン58の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機関圧縮比を変えることが可能となる。図8は、高圧縮比状態と低圧縮比状態とを代表的に示しているが、これらの間で圧縮比を連続的に変化させることができる。

【0055】また、上記の複リンク式可変圧縮比機構102においては、リンクディメンジョンを適切に選定することにより、図7に示すような単振動に近いピストンストローク特性が得られる。この単振動に近いストローク特性は振動騒音の上でも有利ではあるが、特に、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンークランク機構に比べて、20%前後緩やかとなる。これは、前述したように、特に冷機時のような燃焼速度が遅い条件下で、初期の火炎核の生成、成長の上で有利となる。

【0056】上記可変圧縮比機構102による圧縮比の制御特性を図9に示す。なお、この圧縮比は、ピストン58のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比 ε である。可変動弁機構101と組み合わせた本発明では、最終的な実圧縮比は、吸気弁閉時期の制御によって左右される。つまり、吸気行程の半ばに吸気弁12が閉じた場合、下死点に関して対称なクランク角位置から圧縮が実質的に開始することになるため、公称圧縮比 ε が高くても、吸気弁閉時期が下死点よりも早くなると実圧縮比は低下することになる。

【0057】図10は、代表的な運転条件下での可変動弁機構101による吸気弁閉時期の制御を示す。なお、それぞれに対応する点（あるいは領域）を図9に付記してある。ここで①～④は、本発明が課題とする冷機時の特性であり、⑤のみが参考のための暖機後の特性である。また①の冷機起動時の特性は、暖機後のアイドル時の特性と同一である。この機関の温度状態は、図1に示すように、内燃機関の例えシリンダブロック50に設けた水温センサ105、あるいは排気浄化触媒104に設けた触媒温度センサ106、の一方もしくは双方に基づいて判断される。

【0058】図示するように、①冷機起動時には、小作動角とともにリフト中心角 Φ を遅角し、吸気弁閉時期が下死点より僅かに早い特性とする。吸気弁閉時期が下死点付近にあることで、実圧縮比の低下は生じない。起動後の②冷機ハイアイドル時や③冷機定常走行時には、吸気弁閉時期がなるべく遅くなるように、小作動角のままリフト中心角 Φ をさらに遅角させる。吸気弁閉時期は、下死点後となるが、やはり下死点付近に維持されるので、実圧縮比の低下は少ない。なお、点火時期は、触媒暖機のために遅角制御され、燃焼状態にもよるが、冷機ハイアイドル時において、点火時期の遅角度合は、最大限となる。④冷機加速時には、吸気充填効率を高める必要から、作動角が拡大し、吸気弁閉時期が進角する。吸気弁閉時期は下死点後となる。⑤暖機後の定常走行時は、負圧発生を避けるために吸気弁閉時期は上死点に設定され、かつ吸気弁閉時期は下死点よりも相当に進角した位置となる。このようにすると、実圧縮比は低下するが、公称圧縮比 ε は高く設定されるようになっており、両者の組み合わせにより、有効なポンプ損失低減効果が得られる。

【0059】図11は、冷機時の排温に与える吸気弁作動特性ならびに圧縮比の影響をまとめたものである。ここでは、排温上昇効果を矢印で示しており、上向きの矢印が排温上昇に寄与することを表し、下向きの矢印は、排温上昇を阻害することを意味している。なお、ここで言う排温上昇効果とは、燃焼改善によって点火時期のリタードがどこまで可能か、ということと同義である。以下、各項目を説明する。

【0060】(1) 吸気弁閉時期(IVO)の遅角(上

死点からの遅角)

この場合、吸気行程に入っても初期には吸気が供給されないため、筒内の負圧は急速に増大する。さらにピストン速度は行程中央が最大であり、上死点から行程中央までは単調に増大する特性であるから、吸気弁閉時期を遅らせると、開弁したときの吸気流速は大となる。筒内の負圧の増大はポンプ損失の増大となるが、ここではそれが吸気温度の上昇に変わることになる。吸気流速の増大は、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進にも効果大である。また、燃焼速度そのものも、吸気の乱れ度合いに対応して増大するため、その分点火時期を遅くできる効果がある。

【0061】(2) 吸気弁の低リフト化

低リフト時は開口面積が減少した分、吸気流速は増大する。特に吸気弁とシート間はノズル効果（最小絞り部）があるため、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進に特に効果大である。

【0062】(3) 吸気弁閉時期(IVC)の遅角(下死点からの遅角)

吸気弁閉時期を下死点より遅角させることにより、実圧縮比が低下する。これは筒内に吸入された混合気が、圧縮行程初期に再び逆流するためである。当然ながら、充填効率の低下も伴うため、吸入負圧も低下する。実圧縮比の低下は圧縮時の混合気温度低下につながるため、燃焼速度が遅くなり、点火時期のリタードは制約を受ける。

【0063】さらに吸入負圧の低下は燃料の気化の悪化を招くため、これも燃焼速度の低下となって現われる。

【0064】(4) 吸気弁閉時期(IVC)の進角(下死点からの進角)

吸気弁閉時期を下死点よりも進角させると、前述の吸気弁閉時期の遅角と同様に、実圧縮比の低下を招く。現象としては、吸気弁閉時期の遅角とは異なり、筒内に吸入された混合気が、吸気弁が閉じた以後、下死点まで断熱膨張するため、下死点での混合気温度が低下することによる。当然ながら、充填効率の低下も伴うため、吸入負圧も低下する。従って燃焼速度は遅くなり、点火時期のリタードは制約を受ける。

【0065】(5) 吸気弁閉時期を下死点に近づけた場合

この場合は上記(3)、(4)とは逆に、実圧縮比は上昇し、吸入負圧も上昇するため、燃焼温度は上昇し、点火時期のリタード限界は拡大する。

【0066】(6) 圧縮比 ε を高めた場合

圧縮比 ε を高くすると、上死点付近の温度が上昇するため、点火時期をリタードしても良好な燃焼が確保できる。膨張比は増大するが、特に単振動に近いピストンストローク特性の場合、リタード限界もその分大きくなるので、優にこれを上回る効果が得られる。

【0067】(7) 圧縮比 ε を下げた場合

圧縮比 ε を低くすると上死点付近での温度が低下するため、燃焼速度が遅くなり、点火時期リタードは制限を受ける。これは、膨張比低下の影響を上回る。

【0068】(8) 圧縮比を高めて、点火時期をリタードしない場合（参考）

燃焼が良くなり、膨張比も増大するので、効率が良くなる。従って、排温は低下する。

【0069】次に、図12のタイムチャートは、冷機起動後のハイアイドル状態から緩加速を経て定常走行に至るまでの過渡時の制御の状況を示している。冷機時には、起動後に自立運転に入ると、暖機後のアイドル回転数よりも回転数が高く設定された所謂ハイアイドル状態となり、ここからは、排温上昇を最大とするような制御が排気浄化の上で必要となる。

【0070】この例では、ハイアイドル時に、圧縮比 ε を高く設定し、同時に、吸気弁の特性としては、作動角を縮小（これは遅角の自由度を拡大するためである）し、かつリフト中心角 Φ の遅角と組み合わせて、吸気弁開時期（IVO）の大幅なリタードを行う。このとき吸気弁閉時期（IVC）は下死点後になっているが、これは吸気弁開時期（IVO）のリタードを最大限に行うためであり、下死点後であっても下死点に近い設定となっているため、実圧縮比への悪影響は小さい。このハイアイドル時における点火時期の遅角度合いは、燃焼状態によるが、最大限としている。

【0071】ハイアイドルから加速を行った場合には、圧縮比 ε は最高値からは多少低下させるが、まだ十分に高い設定となる。冷却水温が徐々に上昇するため、圧縮比 ε は、それに対応して徐々に低下させる。やがて排気浄化触媒104が転換開始温度に達するが、これ以降は、徐々に点火時期リタードを解除するとともに、吸気弁開時期（IVO）および吸気弁閉時期（IVC）も燃費最良の目標値になるように、制御が移行していく。

【0072】図13は、上述した冷機時および暖機時の制御の流れを示すフローチャートである。まず、冷却水温および触媒温度がそれぞれ所定温度以上であるか否かに基づき、冷機状態であるか暖機状態であるかを判別する（ステップ1）。冷機状態であれば、ステップ2以降へ進む。ステップ2では、冷機時における圧縮比 ε 、点火時期IT、吸気弁開時期（IVO）、吸気弁閉時期（IVC）の各制御マップを選択する。そして、ステップ3でそのときの実際の機関運転条件（回転数、スロットル開度）を検出し、これに対応するように、各マップに基づいて制御を行う。すなわち、圧縮比 ε が目標圧縮

比 ε となるように可変圧縮比機構102を制御し（ステップ4、5）、吸気弁開時期（IVO）および吸気弁閉時期（IVC）がそれぞれ目標値となるようにリフト・作動角可変機構1および位相可変機構2を制御し（ステップ6、7）、さらに、点火時期ITが目標値となるように点火進角制御装置103を制御する（ステップ8、9）。

【0073】暖機状態であれば、ステップ1からステップ12以降へ進み、暖機時の制御マップに基づいて同様の制御が行われる。ステップ12～19は、それぞれ上述したステップ2～9に対応しているので、その詳細な説明は省略する。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る制御装置のシステム全体を示す構成説明図。

【図2】この実施例における可変動弁機構を示す斜視図。

【図3】リフト・作動角可変機構の動作説明図。

【図4】リフト・作動角可変機構によるリフト・作動角の特性変化を示す特性図。

【図5】位相可変機構によるバルブリフト特性の位相変化を示す特性図。

【図6】この実施例における可変圧縮比機構を示す正面図。

【図7】この可変圧縮比機構となる複リンク式ピストン-クランク機構のピストンストローク特性を示す特性図。

【図8】可変圧縮比機構の動作説明図。

【図9】圧縮比制御特性を示す特性図。

【図10】代表的な運転条件でのバルブリフト特性を示す特性図。

【図11】冷機時の排温に与える吸気弁作動特性ならびに圧縮比の影響をまとめた説明図。

【図12】冷機起動後の各部の動作を示すタイムチャート。

【図13】圧縮比等の制御の流れを示すフローチャート。

【符号の説明】

101…可変動弁機構

102…可変圧縮比機構

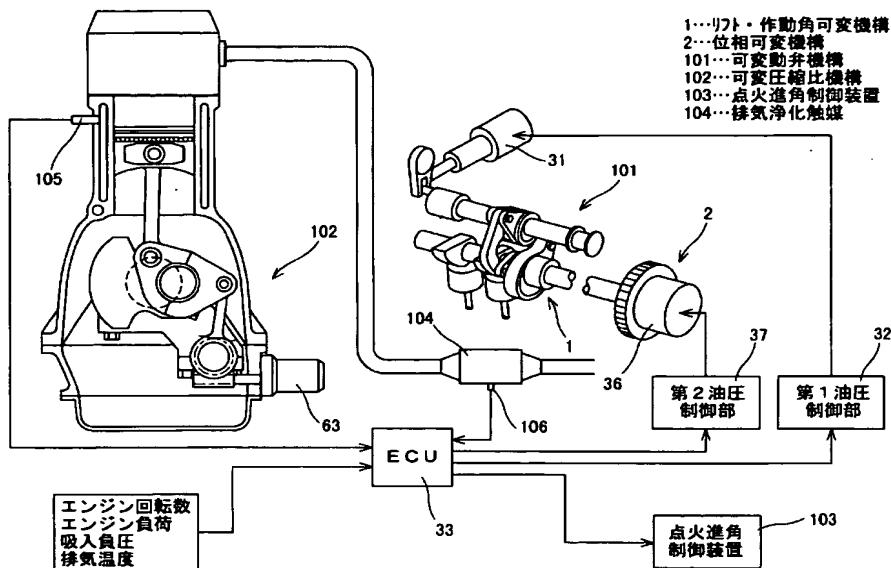
103…点火進角制御装置

104…排気浄化触媒

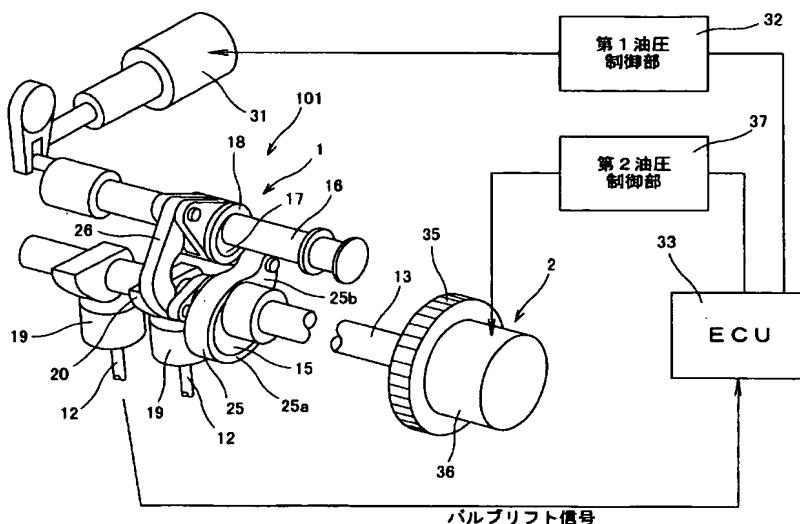
1…リフト・作動角可変機構

2…位相可変機構

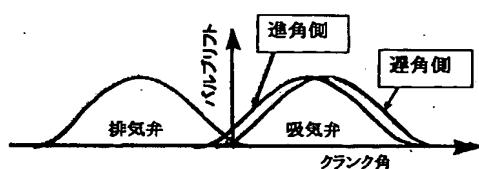
【図1】



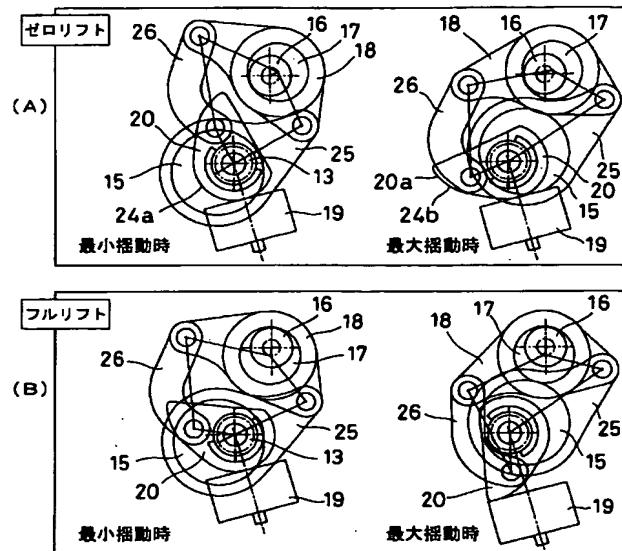
【図2】



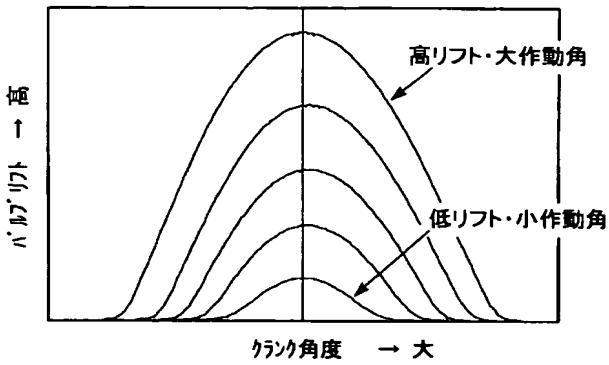
【図5】



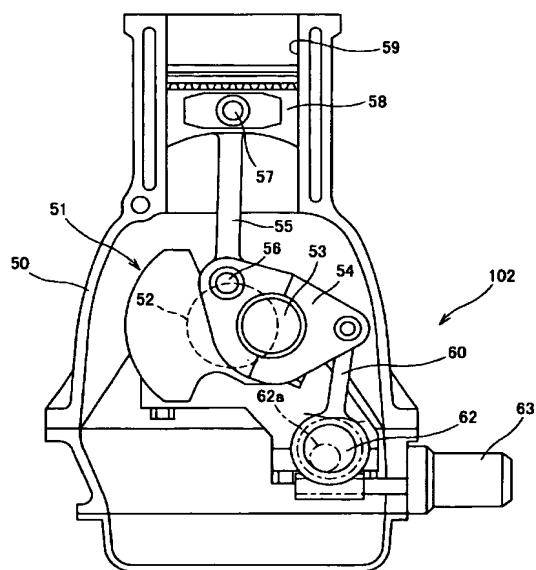
【図3】



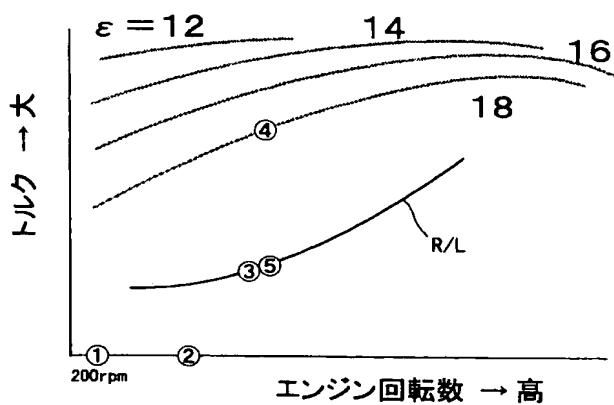
【図4】



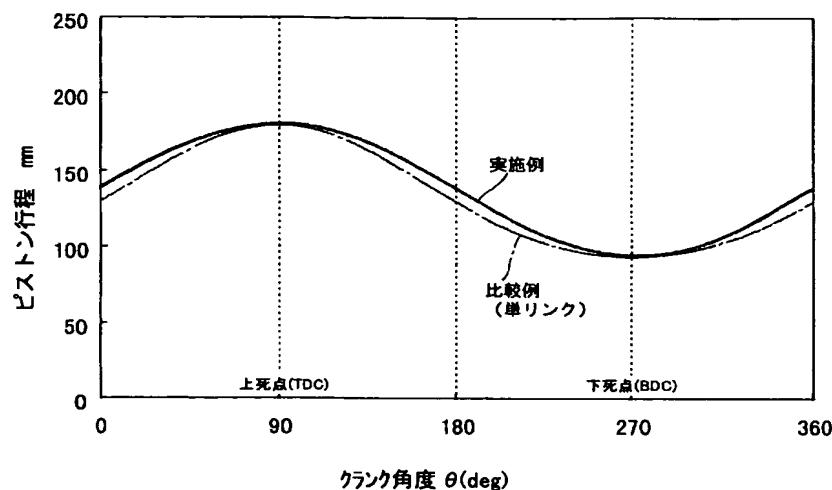
【図6】



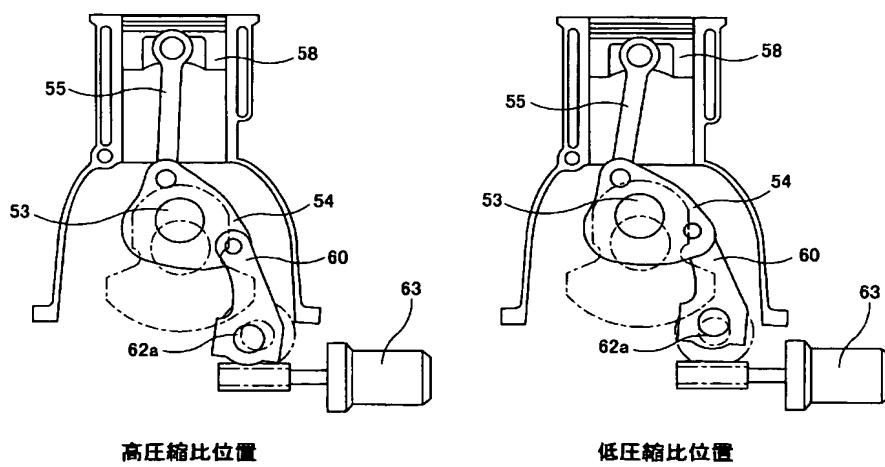
【図9】



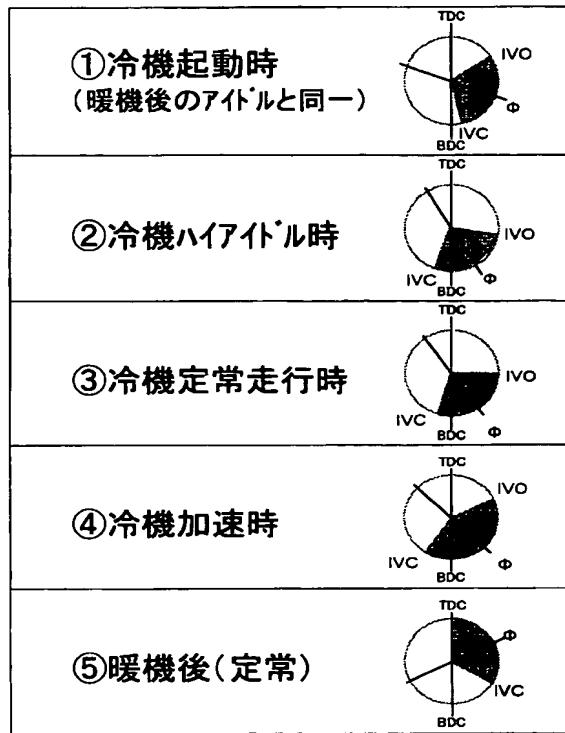
【図7】



【図8】



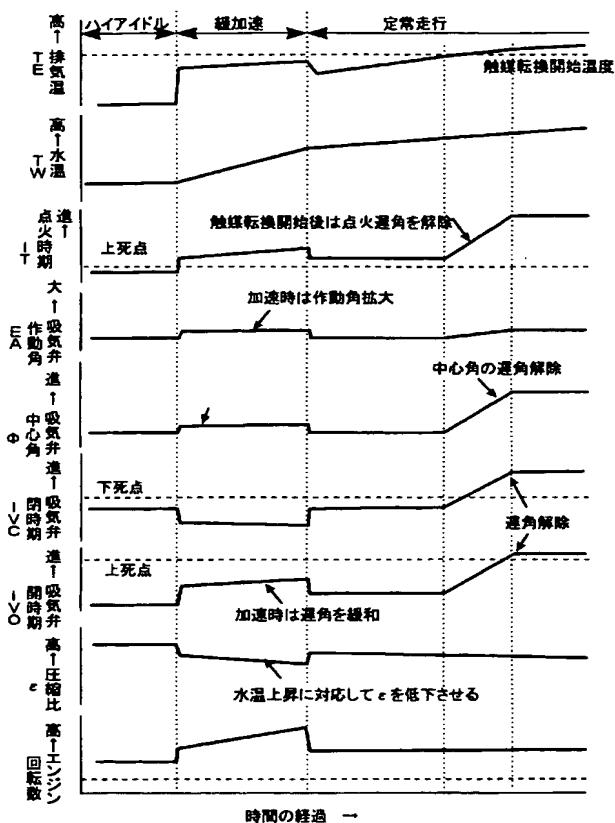
【図10】



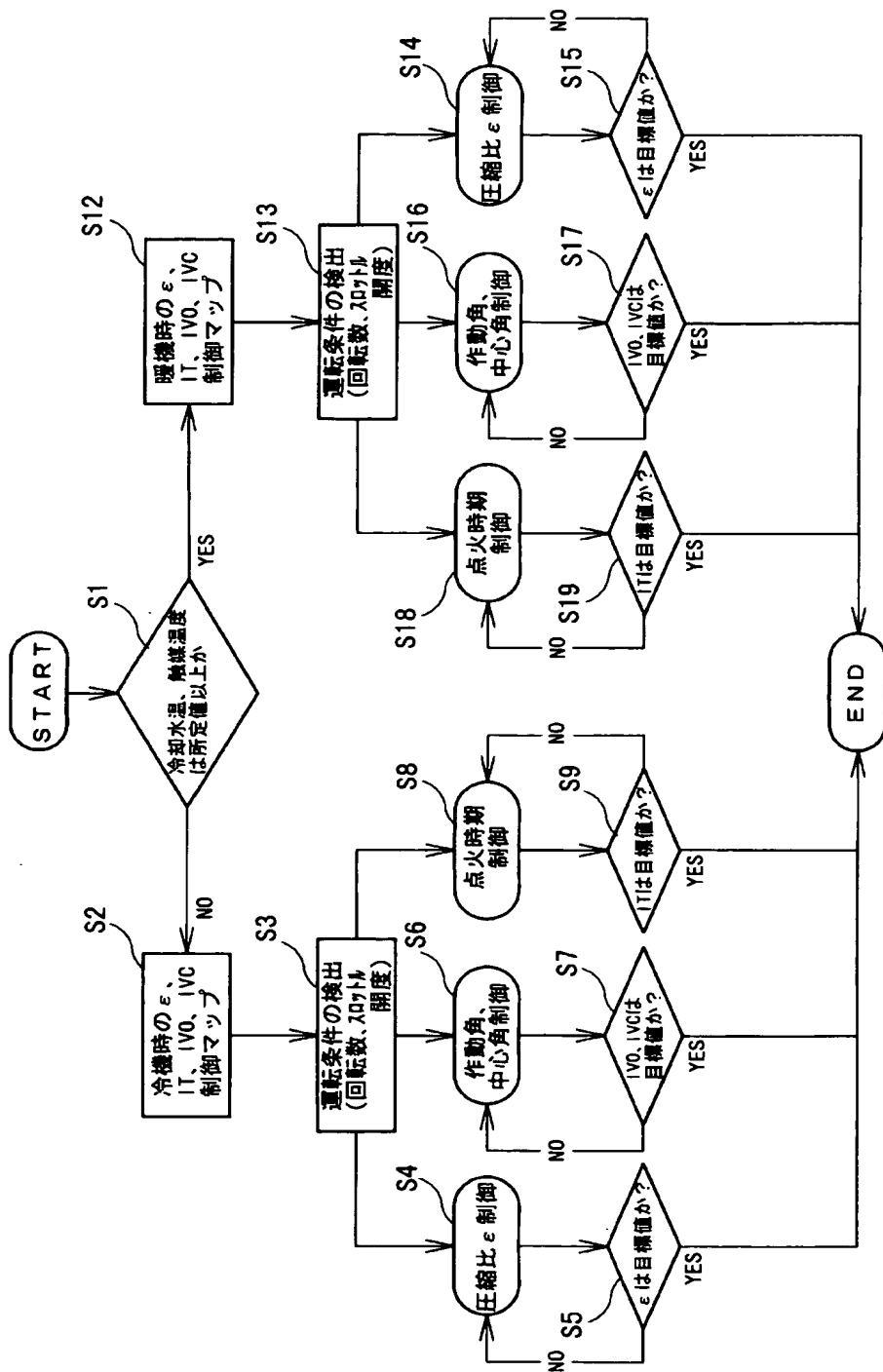
【図11】

		項目	排温上昇効果
(1)		吸気弁閉時期 IVO の遅角 ・瓶内の負圧の発達 ・ピストン速度増大 → 吸気速度の増大	↗
(2)		吸気弁の低リフト化 → 吸気流速の増大	↗
(3)	吸気弁制御 + IT 遅角制御	吸気弁閉時期 IVC の遅角 (下死点から遅らせる) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量の低下 ・吸入負圧低下 (燃料気化の悪化)	↗
(4)		IVO の遅角 (下死点より早める) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量低下 (燃料気化の悪化)	↘
(5)		IVC 一下死点 ・実圧縮比の上昇 ・吸気充填量の増大 ・吸入負圧上昇 (燃料気化改善)	↗
(6)	圧縮比 ϵ 制御 + IT 遅角制御	$\epsilon \rightarrow$ 高 ・上死点温度・圧力上昇	↗
(7)		$\epsilon \rightarrow$ 低 ・上死点温度・圧力低下	↘
(8)	圧縮比 ϵ 制御 + IT 遅角制御	$\epsilon \rightarrow$ 高 ・上死点温度・圧力上昇 (IT 遅角の場合: 動強比の増大による)	↗

【図12】



【図 1 3】



フロントページの続き

(51) Int.C1. ⁷	識別記号	F I	マークコード(参考)
F O 1 N	3/20	F O 1 N	3/20
	3/24		3/24
F O 2 D	13/02	F O 2 D	13/02
	15/02		15/02
	41/06	3 2 0	41/06
	41/08	3 2 0	41/08
	43/00	3 0 1	43/00
F O 2 P	5/15	F O 2 P	5/15

(72) 発明者 牛嶋 研史
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 日吉 亮介
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G018 AB03 AB16 BA02 BA17 CA18
DA04 DA15 DA19 EA35 FA01
FA06 FA07 GA00
3G022 CA02 CA03 CA09 DA02 DA04
GA05 GA08 GA09 GA10
3G084 BA17 BA22 BA23 CA02 CA03
DA00 FA00 FA10 FA18 FA20
FA33
3G091 AA02 AA17 AA28 AB01 BA03
BA32 CB05 CB07 CB08 DA01
DA02 DA05 DA10 DB10 EA01
EA03 EA06 EA16 EA17 EA18
EA26 FA02 FA04 FA08 FA09
FA12 FA13 FA17 FA18 FB02
FC04 FC07 HA39
3G092 AA01 AA11 AA12 BA09 DA05
DD06 FA00 GA02 GA04 HA06Z
HA11Z HD02Z HE01Z HE08Z
3G301 HA01 HA19 JA00 KA05 KA07
LA00 LA07 PA11Z PA17Z
PD12Z PE01Z PE08Z